

УДК 621.01

## ПРОБЛЕМА ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ В ПЛАНЕТАРНЫХ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМАХ И ЕЕ РАЗРЕШЕНИЕ

Л.Т. Дворников, В.В. Дмитриев

Сибирский государственный индустриальный университет, г. Новокузнецк

E-mail: tmmiok@yandex.ru

Рассматривается появление избыточных связей в многосателлитных планетарных зубчатых механизмах, образованных из четырехзвенного планетарного механизма с одним сателлитом путем добавления дополнительных сателлитов. Каждый дополнительный сателлит уменьшает подвижность исходного механизма на единицу, превращая его в статически неопределимую систему, т. е. в механизм с избыточными связями. Для решения поставленной проблемы предлагается к исходному механизму добавлять не отдельные сателлиты, а группы нулевой подвижности, одно или несколько звеньев из которых будут представлять собой дополнительные сателлиты.

### Ключевые слова:

Планетарный механизм, избыточные связи, группа звеньев с нулевой подвижностью.

### Key words:

Epicyclic (planetary) gear train, redundant joints, links group with zero mobility.

Проблема устранения избыточных связей в многосателлитных планетарных механизмах имеет для практики исключительное значение, поскольку наличие избыточных связей заставляет механизм работать с принуждением и неизбежно приводит к чрезмерному износу зубьев колес. Последнее обстоятельство является причиной потери зацепления отдельными сателлитами с центральными колесами и, следовательно, к неравномерности распределения нагрузки между сателлитами, к снижению КПД, надежности и срока службы механизмов. Анализ показывает, что избыточные связи в планетарных механизмах возникают еще на этапе их проектирования – при структурном синтезе.

Проследим за причинами появления избыточных связей в плоском четырехзвенном планетарном механизме, структурная схема которого приведена на рис. 1. Этот механизм имеет в своем составе три подвижных звена ( $n=3$ ) – ведущее центральное колесо – 1, сателлит – 2 и выходное звено – 3, называемое водилом. Звенья механизма между собой связаны пятью кинематическими парами, из которых три пары А, В, С – одноподвижные пятого класса ( $p_5=3$ ) и две пары D и E – двухподвижные четвертого класса ( $p_4=2$ ). Колесо – 4 является неподвижным звеном. С учетом неподвижного звена – стойки, относительно которого рассматривают движение звеньев, такой механизм является четырехзвенным. Подвижность рассматриваемого механизма  $W$  может быть определена по формуле П.Л. Чебышева [1]

$$W = 3n - 2p_5 - p_4. \quad (1)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев;  $p_5, p_4$  – число кинематических пар соответственно пятого и четвертого классов.

Из (1) следует, что рассматриваемый планетарный механизм имеет подвижность равную  $W=1$ , т. е. он является вполне работоспособным, самоустанавливающимся механизмом, в котором отсут-

ствуют избыточные связи. Недостаток такого планетарного механизма (с одним сателлитом) проявляется в том, что движение сателлита, имеющего смещенную относительно общей оси вращения механизма массу, вызывает дисбаланс сил и, как следствие, инерционные динамические нагрузки. Для устранения дисбаланса сил в четырехзвенный планетарный механизм добавляют один или более сателлитов, которые компенсируют инерционные силы друг друга и уравнивают весь механизм. Приведенный рис. 2 трехсателлитный планетарный механизм является вполне уравновешенным от действия инерционных сил.

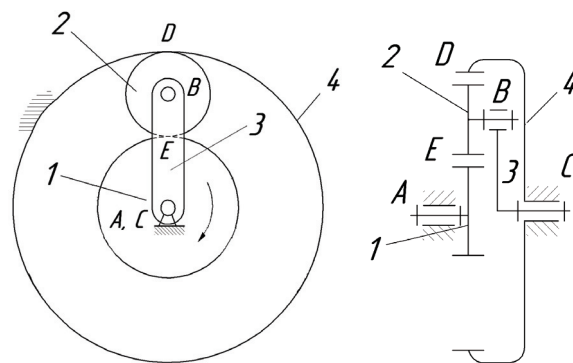


Рис. 1. Схема четырехзвенного планетарного механизма

Однако введение двух дополнительных сателлитов – 5 и 6 привело к изменению числа звеньев и числа кинематических пар. Всего подвижных звеньев стало пять ( $n=5$ ), кинематических пар пятого класса – пять ( $p_5=5$ ), а пар четвертого класса – шесть ( $p_4=6$ ). При этом подвижность механизма по (1) оказалась равной минус единицы, т. е. он стал системой статически неопределимой, в нем появилось две избыточные связи. Это произошло оттого, что в механизм (рис. 1) были включены дополнительные два звена – 5 и 6, представляющих собой так называемые минус один монады (рис. 3). Каждое из этих звеньев привносит в цепь по одной па-

ре пятого класса ( $p_5=1$ ) и по две пары четвертого класса ( $p_4=2$ ) и, следовательно, по (1) имеет подвижность  $W_m=3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 1 \cdot 2 = -1$ . Именно поэтому такое дополнительное звено называют минус один монадой. Общая подвижность механизма станет

$$W = W_n + n_d \cdot W_m. \quad (2)$$

где  $W_n$  – подвижность исходного механизма,  $W_n=1$ ;  $n_d$  – число добавленных сателлитов.

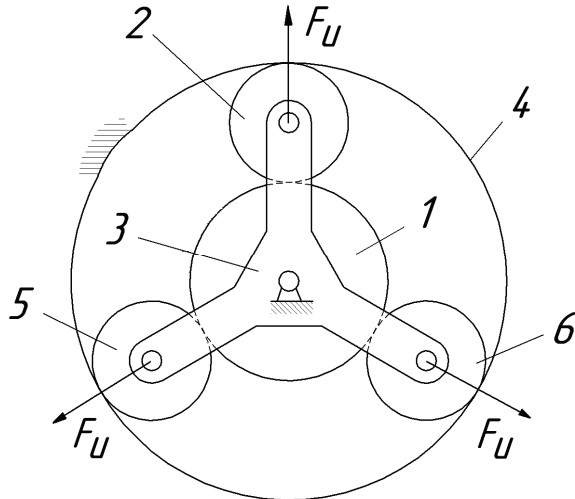


Рис. 2. Схема трехсателлитного планетарного механизма

Для показанного на рис. 2 трехсателлитного механизма по (2) определяем  $W=1+3 \cdot (-1)=-2$ . Планетарный механизм с пятью сателлитами (широко используемый в практике) будет иметь подвижность  $W=1+4 \cdot (-1)=-3$ . Таким образом, все планетарные механизмы с числом сателлитов более одного становятся статически неопределимыми системами, обладают избыточными связями и могут приводиться в движение с принуждением.

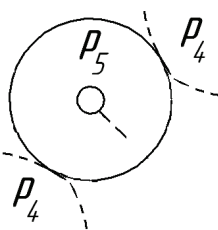


Рис. 3. Дополнительный сателлит

Эта ситуация может быть исправлена, если к односателлитному планетарному механизму (рис. 1) добавлять не отдельные сателлиты с подвижностью  $W=-1$ , а группы звеньев, обладающих нулевой подвижностью ( $W=0$ ), одно или несколько звеньев из которых будут представлять собой дополнительные сателлиты. Так как при добавлении группы нулевой подвижности (ГНП) к любому механизму, подвижность последнего не изменяется, то присоединяя ГНП к четырехзвенному планетарному механизму с  $W=1$ , получим новый самоустанавливающийся механизм (без избыточных связей).

Поскольку каждый дополнительный сателлит представляет собой одно звено с  $p_5=1$  и  $p_4=2$ , то искомая ГНП должна содержать хотя бы одно такое звено. Наиболее простая ГНП, удовлетворяющая данному требованию, приведена на рис. 4. Она содержит два подвижных звеньев ( $n=2$ ): дополнительный сателлит – 1 и шатун – 2. Эта группа содержит четыре кинематические пары:  $p_5=2$  и  $p_4=2$ . Следовательно, по (1) подвижность рассматриваемой группы звеньев  $W=0$ . Заменив два дополнительных сателлита у механизма, приведенного на рис. 3, на двухзвенные ГНП, получим самоустанавливающийся трехсателлитный планетарный механизм, схема которого представлена на рис. 5. Число подвижных звеньев в данном механизме  $n=7$ , число кинематических пар пятого класса  $p_5=7$ , а четвертого класса  $p_4=6$ , следовательно, по (1) получим подвижность  $W=1$ , что подтверждает его работоспособность и отсутствие в нем избыточных связей. Новизна показанного на рис. 5 планетарного механизма подтверждена патентом РФ [2].

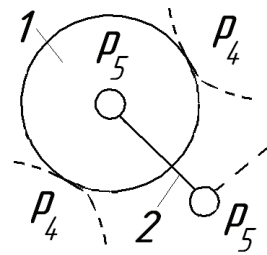


Рис. 4. Двухзвенная группа нулевой подвижности

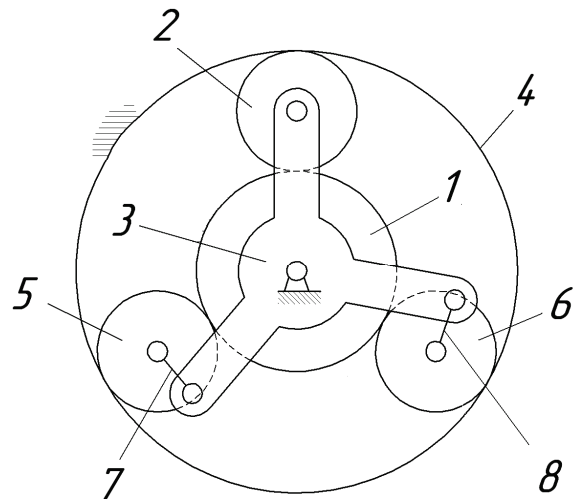


Рис. 5. Схема самоустанавливающегося планетарного механизма

Однако в планетарном механизме, показанном на рис. 5, в зависимости от длин шатунов – 7 и 8, связывающих оси, положения сателлитов – 5 и 6 могут оказаться не уравновешенными, и в механизме от сил инерции сателлитов появятся дополнительные динамические нагрузки, возникающие при движении механизма, которые могут стать источниками дополнительных сил трения в кинема-

тических парах, вибраций, дополнительных напряжений в звеньях механизма, причиной шума и т. д.

Для устранения этого недостатка необходимо максимальным образом приблизить центры вращения дополнительных сателлитов — 5 и 6 к центрам вращения связывающих их шатунов с водилом — 7 и 8. Указанное расстояние не может быть нулевым, т. к. в этом случае показанный на рис. 5 механизм вырождается в трехсателлитный планетарный механизм, рис. 3. Шатуны, связывающие дополнительные сателлиты с водилом, могут быть выполнены в виде эксцентриковых осей с двумя опорными цилиндрическими поверхностями, взаимодействующими соответственно с водилом и сателлитом (рис. 6).

Эксцентриситет эксцентриковых осей позволяет дополнительным сателлитам иметь возможность смещаться в радиальном направлении от неподвижных колес. При этом не должно происходить события, при котором сателлит мог бы выйти из зацепления с ведущим колесом и неподвижным. Этого не произойдет, если эксцентриситет эксцентриковых осей деталей — 7 и 8 будет ограничен по величине. Можно гарантировать, что сателлит не выйдет из зацепления, если принятый эксцентриситет осей будет более половины модуля зацепления, т. е. половины высоты зуба.

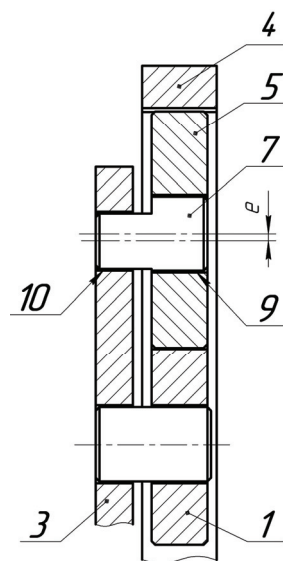


Рис. 6. Шатун, выполненный в виде эксцентриковой оси

ситет осей будет более половины модуля зацепления, т. е. половины высоты зуба.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Изд. 3-е. — М.: Наука, 1975. — 640 с., ил.
2. Пат. 2342573 РФ. МПК<sup>8</sup> F16H 1/48. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Л.Т. Дворников, В.В. Дмитриев, В.С. Бондаренко. Заявл. 11.07.2007; Опубл. 27.12.2008, Бюл. № 36. — 6 с.: ил.

УДК 531.391:518.5

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВОРОТНЫХ УСТРОЙСТВ МАШИННЫХ АГРЕГАТОВ

И.К. Битуев, Б.И. Павлов\*

Восточно-Сибирский государственный технологический университет, г. Улан-Удэ

\*Институт машиноведения РАН, г. Москва

E-mail: bitueva\_elv@mail.ru

Динамическая модель машинного агрегата рассмотрена на примере привода поворота шпиндельного блока станка. Для передачи движения и усилий в приводе применяются цилиндрическая зубчатая и червячная передачи, мальтийский механизм и планетарный характер движения звеньев.

Рассмотрена и учитывается нелинейная зависимость динамических характеристик мальтийского механизма от угла поворота кривошипа. Осуществляется расчет мощности двигателя, необходимой для поворота ведомого звена мальтийского механизма — шпиндельного блока. Проведена оценка мощности от характера движения шпинделей. Даны рекомендации по уменьшению необходимых усилий.

#### Ключевые слова:

Механизм периодического поворота, мальтийский механизм, динамическая мощность и динамические нагрузки.

#### Key words:

Mechanism of the periodic tumbling, maltese mechanism, dynamic power and dynamic loads.

Поворотные устройства применяют в станках-автоматах, агрегатных станках и автоматических линиях различного технологического назначения. Наиболее комплексно работу этих устройств удобно рассматривать в технологическом оборудова-

нии, в которых перемещение обрабатываемых деталей и инструмента с позиции на позицию осуществляется с помощью механизмов периодического поворота. В качестве таковых используют следующие типы механизмов: кулачковый, кулис-